
Octrooiraad



[10] A **Terinzagelegging** [11] **7711149**

Nederland

[19] NL

[54] Werkwijze en inrichting om een stroom lucht te koelen.

[51] Int.CI².: F24F3/14.

[71] Aanvrager: Cornelis Doomernik, Zevenbergseweg 46 te 5351 PJ Bergem.

[74] Gem.: Dr. S. Rosenthal c.s.
Vereenigde Octrooibureaux
Nieuwe Parklaan 107
2587 BP 's-Gravenhage.

[21] Aanvraag Nr. 7711149.

[22] Ingediend 11 oktober 1977.

[32] --

[33] --

[31] --

[23] --

[61] --

[62] --

[43] Ter inzage gelegd 17.april 1979:

De aan dit blad gehechte stukken zijn een afdruk van de oorspronkelijk ingediende beschrijving met conclusie(s) en eventuele tekening(en).

VO 2268

Cornelis DOOMERNIK
Berghem (N.B.)

Werkwijze en inrichting om een stroom lucht te koelen.

De uitvinding heeft betrekking op een werkwijze en een inrichting om een stroom lucht te koelen, bij voorbeeld als onderdeel van een klimaatregelingsinrichting.

Bij de gebruikelijke klimaatregelingen wordt continu een stroom
5 gebruikte lucht afgevoerd naar buiten en vervangen door een even grote stroom vers toegevoerde buitenlucht. In warme perioden wordt deze vers toegevoerde lucht afgekoeld voor die in het gebouw wordt toegelaten, bij voorbeeld tot een inblaasttemperatuur van 16°C.

Dit afkoelen gebeurt bij de gebruikelijke installaties in hoofdzaak met een compressiekoelmachine of met een absorptiekoelinrichting.
10 Omdat deze veel elektrische energie verbruikt past men soms een voorkoeleling toe, waarbij de van buiten aangevoerde lucht in een indirecte warmteuitwisselaar wordt voorgekoeld met de koelere afgevoerde lucht.

In Klima und Kälte Ingenieur 5/1977, blz.239-242 is een verbetering van een dergelijke voorkoeling voorgesteld, waarbij de af te voeren lucht voor deze warmteuitwisseling eerst zelf wordt afgekoeld door er water in te verstuiven, dat daarbij gedeeltelijk verdampft.
15 Door deze verdamping koelt die af te voeren lucht af, bij voorkeur tot zijn natteboltemperatuur en deze afgekoelde lucht wordt daarna gebruikt voor de voorkoeling van de verse lucht. Hierdoor wordt de voor-koeling aanzienlijk werkzamer, zodat minder energie nodig is in de compressiekoeler. Deze energiebesparing kan tot 38% bedragen.

Volgens de uitvinding wordt een stroom lucht afgekoeld onder indirecte warmteuitwisseling in tegenstroom met een tweede stroom lucht,
25 welke tweede stroom wordt gekoeld door er water in te verdampen en de werkwijze is gekenmerkt doordat de eerste stroom, onmiddellijk nadat die de door warmteuitwisseling is afgekoeld, wordt verdeeld in een eerste gedeelte, dat als tweede stroom wordt gebruikt, terwijl er water in wordt verdampft, en in een tweede gedeelte, dat wordt afgevoerd als
30 gekoelde lucht.

7711149

Door het verdampen van water wordt de tweede stroom lucht afgekoeld tot ongeveer zijn natteboltemperatuur. Deze natteboltemperatuur ligt voor de afgekoelde lucht echter aanzienlijk lager dan bij dezelfde lucht voordat die is afgekoeld en daardoor treedt de eerste stroom in warmteuitwisseling met een aanzienlijk koudere stroom lucht dan bij de genoemde werkwijze uit Klima und Kälte. Ingenieur en het gevolg is, dat de eerste stroom volgens de uitvinding kan worden afgekoeld tot een aanzienlijk lagere temperatuur dan bij die bekende werkwijze.

Op deze wijze is het mogelijk, de eerste stroom af te koelen tot dicht boven zijn dauwpunt, onverschillig wat de begintemperatuur van de eerste stroom was.

In de tekening is:

fig. 1 is een schematische voorstelling van een uitvoeringsvorm van de inrichting volgens de werkwijze;

fig. 2 is een grafiek, welke het verloop van de temperatuur en de vochtigheidsgraad toont in bij een voorbeeld van de werkwijze volgens de uitvinding in de inrichting volgens fig. 1.

Fig. 3 en fig. 4 zijn grafieken, welke het verloop van de temperatuur en de vochtigheidsgraad tonen bij een voorbeeld van de werkwijze volgens de uitvinding in de inrichting volgens fig. 5.

Fig. 5 is een schematische voorstelling van een inrichting volgens de uitvinding voor klimaatregeling.

In fig. 1 is een eenvoudige uitvoeringsvorm aangegeven van een inrichting om de werkwijze volgens de uitvinding uit te voeren. Bij 1 wordt de eerste stroom aangevoerd, bij voorbeeld van buiten vers aangevoerde lucht, die moet worden gekoeld. Deze lucht wordt door de warmteuitwisselaar 2 gevoerd en daarbij afgekoeld. Aangekomen aan het linkereinde 3 van de warmteuitwisselaar 2 wordt de eerste stroom gesplitst in een gedeelte, dat door ventilator 4 als gekoelde lucht wordt afgevoerd en een gedeelte, dat door de afsluiter 5 en de ventilator 7 als tweede stroom wordt teruggevoerd naar de warmteuitwisselaar 2. Voordat deze stroom door de buizen van de warmteuitwisselaar wordt gevoerd, wordt die lucht bevochtigd door er met de verstuiver 8 water in te versproeien. Bij voorkeur versproeit men zoveel water, dat de tweede stroom volledig met water wordt verzadigd en er bovendien nog een hoe-

7711149

veelheid niet verdampd water overblijft in de vorm van een fijne mist. Door de warmteuitwisseling stijgt de temperatuur van de tweede stroom en daardoor kan er een nieuwe hoeveelheid water verdampen, zodat de zwevende druppeltjes geleidelijk overgaan in water. Deze verdere verdamping van water heeft tot gevolg, dat de temperatuur van de tweede stroom minder snel stijgt dan het geval zou zijn zonder deze zwevende druppeltjes en het temperatuurverschil tussen de tweede stroom en de eerste stroom neemt dus van links naar rechts in de tekening toe.

Omdat een gedeelte van de druppeltjes omhoog valt voor ze geheel kunnen verdampen en omdat de totale hoeveelheid water, die in lucht kan worden gesuspendeerd als fijne druppeltjes beperkt is, zullen in de regel alle druppeltjes zijn verdwenen voor het rechtereinde van de warmteuitwisselaar is bereikt. Daarom wordt volgens een voorkeursuitvoering van de uitvinding in de tweede stroom op ten minste een punt tussen de einden van de warmteuitwisselaar opnieuw water in de tweede stroom versproeid. In fig. 1 zijn slechts twee dergelijke sproei-inrichtingen 8 en 8' aangegeven, maar het is duidelijk, dat dit aantal vergroot kan worden naarmate daar behoefte aan is. Die sproeiers of verstuivers kunnen van elk bekend type zijn, maar ze worden bij voorkeur zo gekozen, dat een zo groot mogelijk gedeelte van het water wordt verdeeld als een zeer fijne mist.

Nadat de tweede stroom de gehele warmteuitwisselaar doorlopen heeft wordt die afgevoerd door de druppelvanger 9, die een groot gedeelte van de nog aanwezige zwevende waterdruppels opvangt en ze afvoert naar onder.

Onder de warmteuitwisselaar 2 is een vergaarbak 10 geplaatst, waarin alle water wordt opgevangen dat uit de tweede stroom en uit het mistfilter omhoogvalt. Dit water wordt door pomp 12 en leiding 13 weer naar de sproeiers 8 en 8' gevoerd. Het niveau in de bak 10 wordt constant gehouden door toevoeren van water bij 11, die geregeld wordt door een vlotter.

Tijdens warme perioden, waarin behoefte is aan koeling houdt men bij deze inrichting de afsluiter 6 gesloten en de afsluiter 5 open. Tijdens koude perioden, waarin men geen koeling nodig heeft, maar juist warmteverlies met de ventilatielucht wil vermijden, wordt

7711149

de afsluiter 5 gesloten en afsluiter 6 geopend. Tevens worden dan de sproeiers niet gebruikt. Dan treedt de naar buiten af te voeren lucht op bekende wijze in indirecte warmteuitwisseling met de van buiten toegevoerde lucht zodat de verse lucht wordt voorgewarmd en de gebruikte lucht wordt afgevoerd bij ongeveer de temperatuur van de buitenlucht. De inrichting uit fig. 1 kan dus tevens worden gebruikt als recuperator.

Omdat het uitwisselingsoppervlak in aanraking komt met verdampend water is het mogelijk dat daarop afzettingen optreden. Om dit tegen te gaan worden deze oppervlakken volgens een voorkeursuitvoering vervaardigd uit of bekleed met water afstotend materiaal, zodat daarop geen gesloten film water kan worden gevormd. Een dergelijke film zou bovendien een extra barriere vormen voor de warmtestroom, zodat een waterafstotend materiaal ook in dit opzicht gunstig is. Zeer geschikt en bovendien vrij goedkoop blijken oppervlakken, vervaardigd uit polyalkenen, zoals polyalkeen of polypropaan of uit slagvast polystyreen (ABC hars).

De werking van de inrichting volgens fig. 1 wordt toegelicht in fig. 2, die een i-x diagram voorstelt ($i = \text{enthalpie}$ en $x = \text{watergehalte}$)

In die grafiek is de luchtttemperatuur (drogeboltemperatuur) als uitgezet op de rechterschaal. De bovenste abscisschaal geeft het watergehalte als de partiële waterdampdruk in mbar en de onderste abscisschaal het watergehalte als kg water per kg droge lucht.

De grafiek toont verder rechte diagonale lijnen, welke toestanden met gelijke enthalpie verbinden en de waarden van de enthalpie zijn rechts onder op de diagonale schaal uitgezet. Ook zijn in de grafiek getekend de krommen, welke de punten met gelijke relatieve vochtigheid verbinden, bij voorbeeld relatieve vochtigheid 30%.

Wanneer de toestand van de buitenlucht die als eerste stroom bij 1 in de warmteuitwisselaar wordt gevoerd, wordt aangegeven door punt A ($+32^\circ\text{C}$, $0,011 \text{ kg water/kg droge lucht}$) dan vindt men de natte boltemperatuur van die lucht door een lijn te trekken door A evenwijdig aan de lijnen voor constante enthalpie tot aan de verzadigingslijn. De natteboltemperatuur wordt dus gegeven door punt B en ligt bij ca 21°C .

De fig. 2, 3 en 4 zijn zo getekend, dat de isenthalpen rechte en evenwijdige lijnen zijn. Hierdoor was het niet meer mogelijk ook de isothermen (dus voor gelijke drogeboltemperatuur) alle horizontaal te tekenen.

Wanneer men vanuit punt A lucht zou afkoelen door er water in te verdampen tot die lucht verzadigd is, dan zou men dus niet lager kunnen komen dan 21°C en wanneer men vervolgens die verzadigde lucht zou gebruiken om een andere hoeveelheid lucht af te koelen vanaf A dan zou men niet verder kunnen komen dan een temperatuur dicht boven 21°C .

Volgens de uitvinding koelt men de lucht vanuit A echter eerst af door indirecte warmteuitwisseling bij voorbeeld tot $17,5^{\circ}\text{C}$. Hierbij verandert het absolute vochtgehalte van de lucht niet en dus komt men in punt C. Bij deze temperatuur wordt een gedeelte, bijvoorbeeld de helft, van de lucht afgevoerd en de andere helft wordt verder afgekoeld door er water in te verdampen. Daarbij verschuift het toespanpunt van dit tweede gedeelte naar punt D met een temperatuur van ca 16°C .

Door het afkoelen in de warmteuitwisselaar, gevolgd door verdampen van water heeft men dus een aanzienlijk lagere temperatuur verkregen dan bij rechtstreeks bevochtigen en alleen daardoor is het mogelijk de eerste stroom af te koelen tot punt C.

Bij het afkoelen van de eerste stroom is de enthalpie van die stroom afgerekend met $3,4 \text{ kcal/kg}$. Het is daarom nodig, dat de enthalpie van de tweede stroom (wanneer die precies de helft van de eerste stroom uitmaakt) toeneemt met $2 \times 3,4 = 6,8 \text{ kcal/kg}$. Wanneer men de tweede stroom doorlopend verzadigd houdt met waterdamp verplaatst het punt, dat de toestand van die tweede stroom aangeeft, zich tijdens de warmteuitwisseling langs de kromme DBE en de eindtoestand is het punt E.

Het is duidelijk, dat deze warmteuitwisseling alleen mogelijk is wanneer de temperatuur in D lager is dan in C en daarom is het niet mogelijk de eerste stroom bij deze warmteuitwisseling af te koelen tot aan zijn dauwpunt F, maar alleen tot een iets hoger gelegen temperatuur. Naarmate het punt C dichter bij het dauwpunt F ligt, wordt het temperatuurverschil tussen C en D, dat de warmteoverdracht in de warmteuitwisselaar teweegbrengt, eveneens kleiner en dan is een overeenkomstig groter uitwisselingsoppervlak nodig om de vereiste hoeveelheid warmte over te dragen.

In de praktijk blijkt een temperatuurverschil tussen C en D van $1-4^{\circ}\text{C}$ en bij voorkeur van $1-2^{\circ}\text{C}$ nog mogelijk te zijn bij aanvaard-

bare afmetingen van de warmteuitwisselaar. In dat geval wordt de eerste stroom afgekoeld tot 2-6 en bij voorkeur 2-3°C boven zijn dauwpunt.

Uit de grafiek blijkt tevens, dat het dauwpunt F des te lager is, naarmate het punt A verder naar links ligt en dus de absolute vochtigheid van de lucht kleiner is. Men zal dus een lagere temperatuur kunnen bereiken naarmate het watergehalte van de lucht kleiner is. Daarbij doet het er weinig toe, wat de begintemperatuur van die lucht is, omdat men ook vanuit een punt recht boven of recht onder A bij afkoeling in C zal aankomen. Het enige verschil is dan dat punt E verder of minder ver langs de verzadigingskromme naar rechts zal gaan omdat dan meer of minder water verdampft moet worden.

Wanneer door zeer droge buitenlucht de temperatuur van C lager wordt dan gewenst is, bijvoorbeeld lager dan 16°C, dan kan men de koeling verminderen door in de tweede stroom minder water te verdampen, bijvoorbeeld door een of meer van de sproeiers 8' uit te schakelen of door het gedeelte van de eerste stroom, dat als tweede stroom wordt teruggevoerd, kleiner te maken. Wanneer echter door grote absolute vochtigheid het punt C niet een lage temperatuur kan hebben als gewenst is, dan kan de gewenste temperatuur toch bereikt worden door de bij C afgevoerde lucht daarna nog verder af te koelen, bijvoorbeeld met een compressiekoelinrichting of absorptiekoelinrichting. Daarbij zal dan tevens water worden gecondenseerd.

Een andere methode is, uit de eerste stroom een gedeelte van zijn vochtgehalte te verwijderen voor die stroom wordt afgekoeld, bij voorbeeld door er een geconcentreerde oplossing van lithiumchloride in te versproeien (welke dan moet worden geregenereerd) of met een regeneratieve roterende luchtdroger. Hierdoor wordt dan het dauwpunt verlaagd.

Overigens komen in Nederland en in vele andere streken slechts zelden omstandigheden voor, waarbij de absolute vochtigheid van de lucht groter is dan 0,010 kg water per kg droge lucht, zodat men er ook eenvoudig genoegen mee kan nemen dat gedurende een beperkt aantal uren per jaar de uitblaastemperatuur van de inrichting énigszins hoger is dan 16°C.

7711149

De inrichting volgens de uitvinding kan op verschillende wijzen in een klimaatregelingsinstallatie worden toegepast.

Men kan alleen de vers toegevoerde lucht koelen en die in het gebouw leiden en een overeenkomstige hoeveelheid gebruikte lucht zonder 5 meer naar buiten afvoeren.

Gunstiger is, bovendien een stroom uit het gebouw af te voeren lucht af te koelen, hiervan een gedeelte te gebruiken om onder verdam-10 pen van water de eerste stroom gebruikte lucht af te koelen en dit ge- deelte terug te voeren naar het gebouw. Dit levert een extra hoeveel-15 heid koeling.

Nog gunstiger is echter een inrichting als schematisch aangege-ven in fig.5, omdat deze zeer doelmatig kan worden gecombineerd met een compressie- of absorptiekoelinrichting of met een andere gebruikelijke koelinrichting, welke extra koelinrichting alleen behoeft te worden ge-bruikt, wanneer daar behoefte aan is. Die koelinrichting verwijderd dan 15 meteen een gedeelte van de in de lucht aanwezige waterdamp.

In fig.5 wordt bij 1 retourlucht uit het gebouw aangevoerd en deze wordt bij 22 toegevoerd aan een indirecte warmteuitwisselaar 23 en daar afgekoeld op dezelfde wijze als in fig.1. De afgekoelde lucht 20 wordt bij 24 verdeeld in twee gedeelten. Het eerste gedeelte wordt bij 25 teruggevoerd als koelmiddel, bevochtigd door de sproeiers 26 en 26' en na warmteuitwisseling afgevoerd bij 27.

Het tweede gedeelte van de af te voeren lucht dat reeds was 25 afgekoeld wordt door leiding 31 afgevoerd, bevochtigd met sproeiers 32 en 32' en gebruikt als koelmiddel in een tweede warmteuitwisselaar 35, 30 in welke de vers toegevoerde buitenlucht wordt afgekoeld. Deze verse lucht wordt toegevoerd bij 34 en afgevoerd bij 36. De tekening toont bovendien schematisch een compressiekoelinrichting 17, welke kan worden ingeschakeld, wanneer de koeling in de warmteuitwisselaar 35 onvoldoende wordt geacht. De warmteuitwisselaars 23 en 35 zijn ieder voorzien van een vergaarbak 28 met een watertoever 29 en van een waterpomp 30 om water naar de sproeiers te voeren.

Bij voorbeeld kan men 10.000 kg/hr lucht bij 1 toevoeren bij 25°C en een absolute vochtigheid van 0,0087 kg water/kg lucht. Deze 35 wordt dan in de warmteuitwisselaar 23 gekoeld tot 14,5°C. Van deze 10.000 kg/uur wordt 5000 kg/hr door de sproeiers 26 en 26' verzadigd met water (waarbij de temperatuur daalt tot 13°C) en gebruikt om de

10.000 kg/uur af te voeren lucht af te koelen. Deze 5000 kg/uur wordt daarna bij 27 afgevoerd bij een temperatuur van 20°C. De overige 5000 kg/hr lucht wordt door leiding 27 naar de tweede warmteuitwisselaar gevoerd en na bevochtigen (waardoor de temperatuur daalt tot 13°C) en warmteuitwisseling bij 28 afgevoerd bij 24°C.

Bij 34 wordt 10.000 kg/hr lucht toegevoerd bij 30°C en een watergehalte van 0,015 kg/kg lucht. Deze lucht heeft een dauwpunt van 20,2°C en wordt in de warmteuitwisselaar afgekoeld tot 17,8°C, waarbij tegelijk enig water condenseert. Deze tot 17,8°C afgekoelde lucht wordt dan door de compressiekoelinrichting verder afgekoeld tot 12°C onder condenseren van een extra hoeveelheid water. Het watergehalte is daarna ongeveer 0,0084 kg water per kg droge lucht.

Aan de toegevoerde lucht is onttrokken een enthalpie van 8,0 kcal/kg, waarvan 4,2 kcal/kg in de warmteuitwisselaar 15 en 3,8 kcal/kg in de compressiekoelinrichting 37. Derhalve is rui, 52% van de warmte onttrokken in de warmteuitwisselaar 35.

In dit voorbeeld is een geval beschreven, waarbij uitgegaan werd van buitenlucht met groot vochtgehalte in de buitenlucht een aanzienlijk groter gedeelte van de totale koeling kan worden verkregen in de warmteuitwisselaar 35. Bij een luchtvochtigheid van ten hoogste 0,0075 kg water/kg droge lucht is het zelfs mogelijk een temperatuur van 12°C te bereiken zonder enig gebruik van een compressiekoelinrichting.

Fig. 3 toont de toestandsveranderingen van de lucht in de warmteuitwisselaar 23 uit fig.5 en fig.4 toont de veranderingen in de warmteuitwisselaar 35 uit fig.5.

Punt A is de toestand van de af te voeren lucht bij 21 in fig.5, B is de toestand bij 24, 25 en 31 in fig.5, C is de toestand onmiddellijk na de eerste sproeier 36, respectievelijk 32 in fig.5, D is de toestand bij punt 27, E die bij punt 33, F die bij punt 34, G die bij punt 36 en H die bij punt 38 in fig.5.

De in fig.5 weergegeven apparatuur kan ook in koude perioden gebruikt worden als recuperator door de verschillende luchtstromen anders te leiden en wel volgens de onderbroken lijnen in die figuur, terwijl dan natuurlijk de sproeiers worden uitgeschakeld. In die koude perioden wordt de helft van de vers toegevoerde lucht aangevoerd door elk van de warmteuitwisselaars en deze lucht wordt daar opgewarmd door

7711149

warmteuitwisseling met de afgevoerde gebruikte lucht.

Het energieverbruik van een compressiekoelinrichting is evenredig met het aantal uren, dat die inrichting in werking is, vermenigvuldigd met het aantal graden C dat de lucht door die koelinrichting moet worden afgekoeld. Dit produkt wordt aangeduid als de koelgraaduren. Dit begrip wordt gedefinieerd in Recknagel-Sprenger, Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik R.Oldenburg München, Wien (1974).

Wanneer men de gehele luchtkoeling uitvoert met een compressiekoelinrichting onder toepassing van een recuperator en steeds een inblaasttemperatuur van 16°C handhaaft van 8.99 hrs tot 20.00 hrs dan heeft men over een geheel jaar ongeveer 7500 koelgraaduren.

Onder dezelfde omstandigheden, maar met de koelinrichting volgens fig.5 en bij verdelen van de af te voeren lucht in twee gelijke gedeelten heeft men slechts nodig ongeveer 120 koelgraaduren per jaar. Het aantal koelgraaduren van de compressiekoelinrichting is dus slechts ongeveer 8% van het aantal zonder de inrichting volgens de uitvinding.

Omdat die compressiekoelinrichting volgens de uitvinding uitsluitend lucht moet koelen, die praktisch verzadigd is met waterdamp, is door de condensatiewarmte de benodigde koelenergie groter dan bij koelen van lucht die niet met waterdamp is verzadigd. Het energieverbruik is daardoor groter dan 8% van dat zonder de uitvinding nl. 15-20%. Die besparing is dus aanzienlijk.

Dat is enerzijds te danken aan het feit, dat een zeer intensieve voorkoeling wordt toegepast en anderzijds aan het feit, dat gedurende het grootste gedeelte van het jaar de compressiekoelinrichting in het geheel niet behoeft te werken.

De overige energiekosten, die nodig zijn om verse lucht van buiten toe te voeren en om gebruikte lucht naar buiten af te voeren door een recuperator treden ook bij de werkwijze volgens de uitvinding op en zijn ongeveer even groot als bij de bekende werkwijzen. Deze energiekosten vormen echter bij de bekende werkwijze een vrij gering gedeelte van de totale energiekosten, terwijl ze bij de werkwijze volgens de uitvinding daarvan een relatief groot gedeelte vormen en soms zelfs de gehele energiekosten, nl. dan, wanneer men geheel afziet van de compressiekoelinrichting.

C o n c l u s i e s

1. Werkwijze om een stroom lucht af te koelen onder indirecte warmte-uitwisseling in tegenstroom met een tweede stroom lucht, welke tweede stroom wordt gekoeld door er water in te verdampen, met het kenmerk, dat de eerste stroom, onmiddellijk nadat die door de warmteuitwisseling is afgekoeld, wordt verdeeld in een eerste gedeelte, dat als tweede stroom wordt gebruikt terwijl er water in wordt verdampt en in een tweede gedeelte, dat wordt afgevoerd als gekoelde lucht.
- 5 2. Werkwijze volgens conclusie 1, met het kenmerk, dat in de tweede stroom water wordt versproeid voor die stroom de warmteuitwisselaar binnentreedt, terwijl dit versproeien tijdens de warmteuitwisseling ten minste éénmaal wordt herhaald.
- 10 3. Werkwijze volgens conclusie 1 of 2, met het kenmerk, dat de toevoer van water aan de tweede stroom zo wordt geregeld, dat de tweede stroom in ten minste het grootste gedeelte van de warmteuitwisselaar een mist van fijne waterdruppels bevat.
- 15 4. Werkwijze volgens conclusie 1 of 2, met het kenmerk, dat men de eerste stroom afkoelt tot een temperatuur, die $2-5^{\circ}\text{C}$ hoger is dan zijn dauwpunt.
- 20 5. Werkwijze volgens conclusies 1-4, met het kenmerk, dat de tweede stroom 40-60% van de eerste stroom uitmaakt.
6. Werkwijze voor klimaatregeling in ten minste een gedeelte van een gebouw, waarbij men de naar buiten af te voeren lucht als eerste stroom afkoelt met de werkwijze volgens conclusies 1-5 door indirecte warmteuitwisseling in tegenstroom met een tweede stroom, in welke water wordt verdampt, welke tweede stroom is verkregen door de eerste stroom nadat die is afgekoeld, te verdelen in een eerste gedeelte, dat de tweede stroom vormt en een tweede gedeelte, dat als derde stroom wordt gebruikt om een vierde stroom van buiten aangevoerde lucht af te koelen onder indirecte warmteuitwisseling in tegenstroom, terwijl 25 in die derde stroom voor en tijdens die warmteuitwisseling water wordt verdampt.
- 30 7. Werkwijze volgens conclusie 6, met het kenmerk, dat men in de tweede en de derde stroom water versproeit voordat die stromen de betrokken warmtewisselaars binnentreden, terwijl dit versproeien tijdens de warmteuitwisseling ten minste éénmaal wordt herhaald.

7711149.

8. Werkwijze volgens conclusie 6 of 7, met het kenmerk, dat de toevoer van water aan de tweede en aan de derde stroom zo wordt geregeld, dat die stromen ten minste in het grootste gedeelte van de warmteuitwisselaar een mist van fijne waterdruppels bevatten.

5 9. Inrichting om een eerste stroom lucht af te koelen, welke is voorzien van een indirecte warmteuitwisselaar, van een aanjager en leidingen om de eerste stroom door de warmteuitwisselaar te voeren, van een aanjager en leidingen om een tweede stroom lucht door die warmteuitwisselaar te voeren in indirect warmteuitwisselend contact
10 en in tegenstroom met de eerste stroom en van ten minste een sproeier om water in die tweede stroom te versproeien onmiddellijk voor het toevoerpunt van die tweede stroom naar de warmteuitwisselaar, met het kenmerk, dat de toevoerleiding voor de tweede stroom een aftakking is van de afvoerleiding voor de eerste stroom dicht bij de uittreeplaats van de eerste stroom uit de warmteuitwisselaar, terwijl de inrichting is voorzien van middelen om de volume-verhouding van de eerste en de tweede stroom te regelen.

10. Inrichting volgens conclusie 9, met het kenmerk, dat de inrichting tevens is voorzien van ten minste een sproeier om water in de tweede stroom te versproeien op ten minste een punt gelegen tussen het toevoerpunt van de tweede stroom naar zijn afvoerpunt uit de warmteuitwisselaar.

11. Inrichting voor klimaatregeling, welke is voorzien van een inrichting volgens conclusies 9-10 om een stroom lucht naar buiten af te voeren onder koelen, met het kenmerk, dat die bovendien is voorzien van leidingen om het niet afgetakte gedeelte van de eerste stroom naar een tweede warmteuitwisselaar te voeren, van ten minste een sproeier om water in dit overige gedeelte te versproeien en dit gedeelte in indirect warmteuitwisselend contact met een derde stroom van buiten aangevoerde lucht door de warmteuitwisselaar te voeren.

30 12. Inrichting volgens conclusie 11, met het kenmerk, dat deze boven-dien is voorzien van een gebruikelijke compressiekoelinrichting om de uit de tweede warmteuitwisselaar tredende gekoelde lucht verder af te koelen.

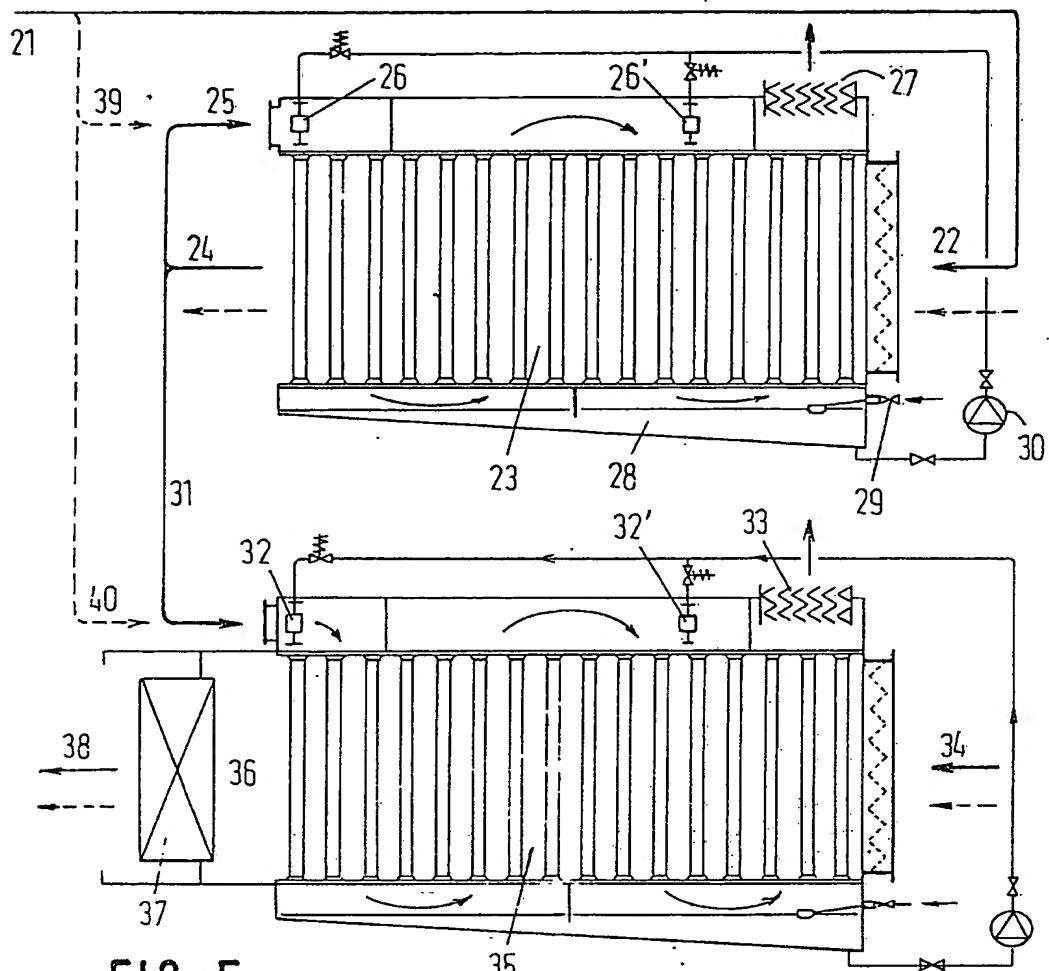


FIG. 5

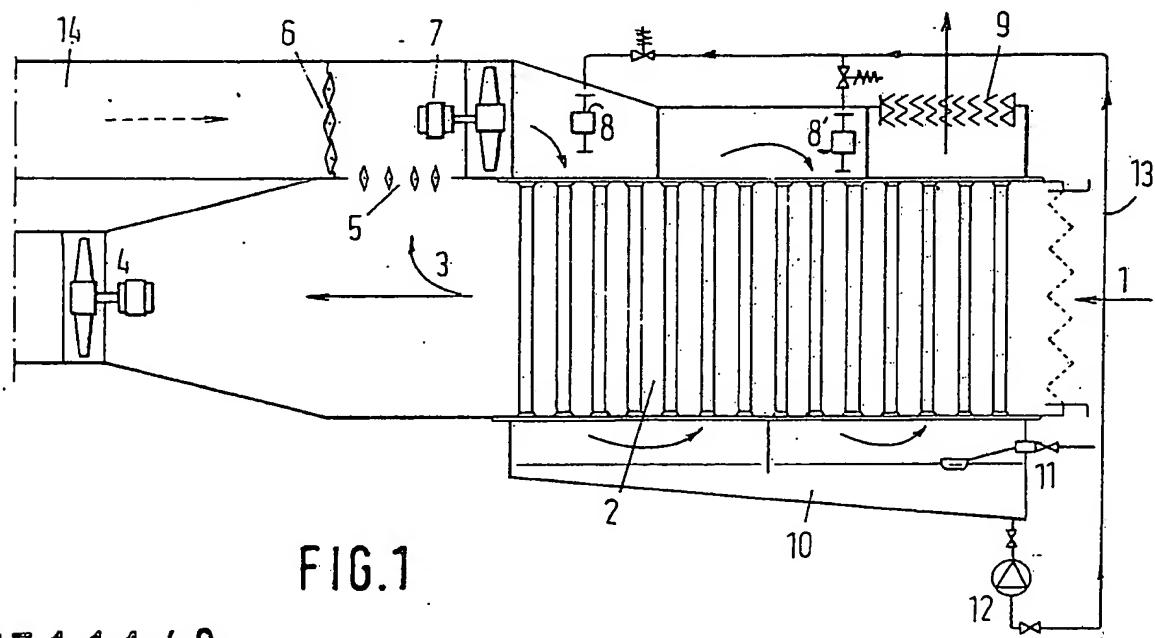


FIG.1

7711149

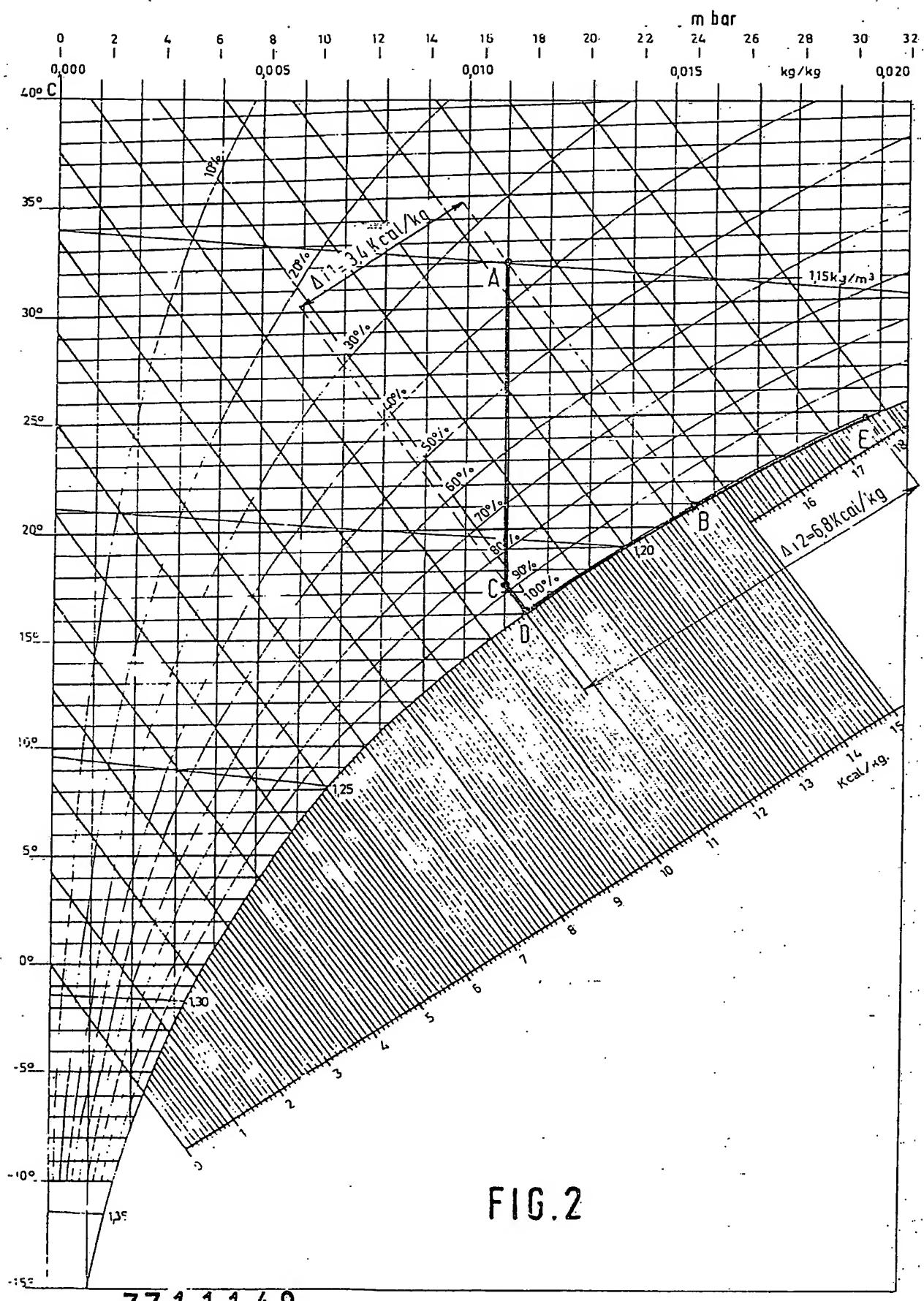


FIG. 2

7711149

C-Doomernik

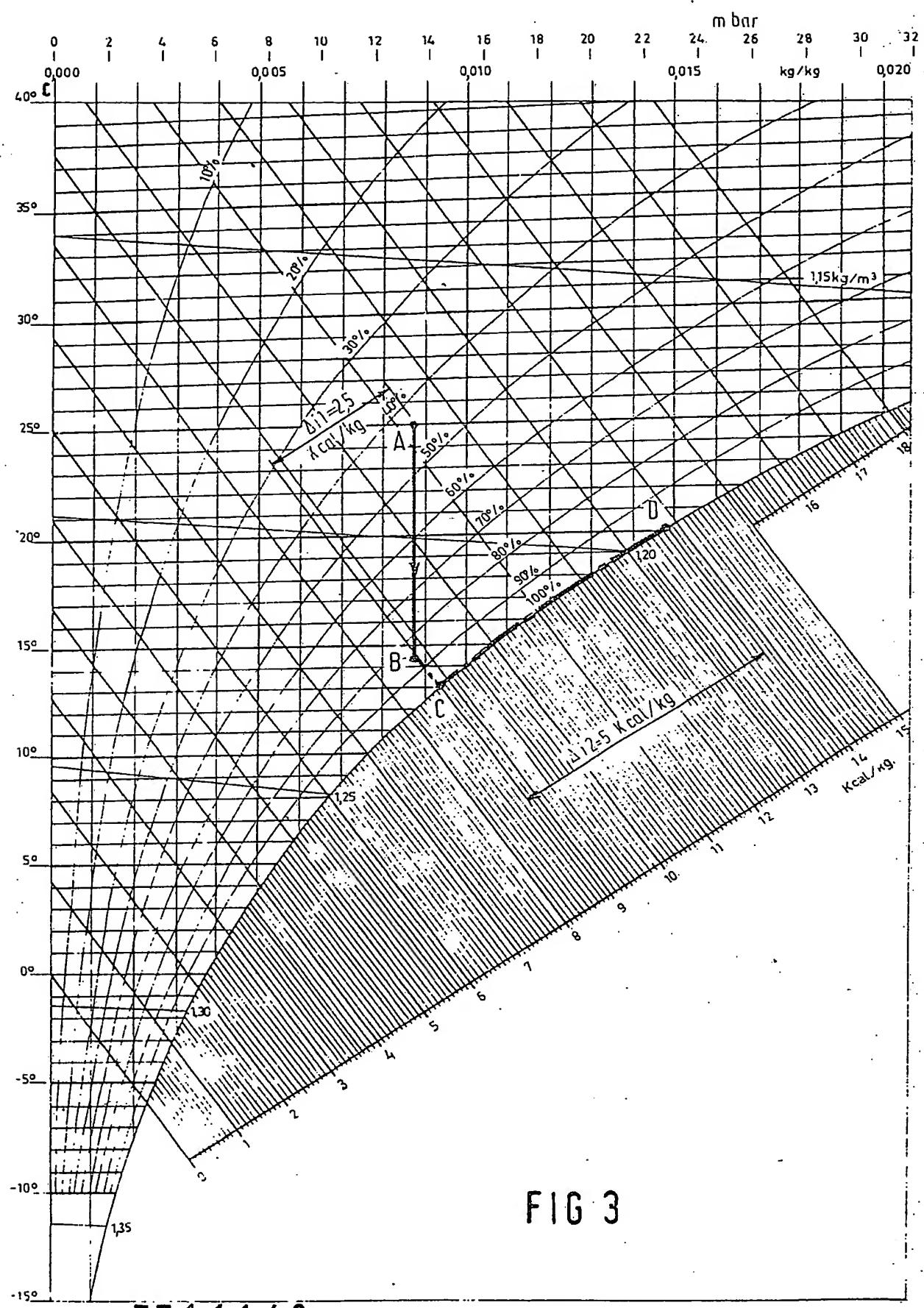


FIG 3

7711149

C.Doomernik

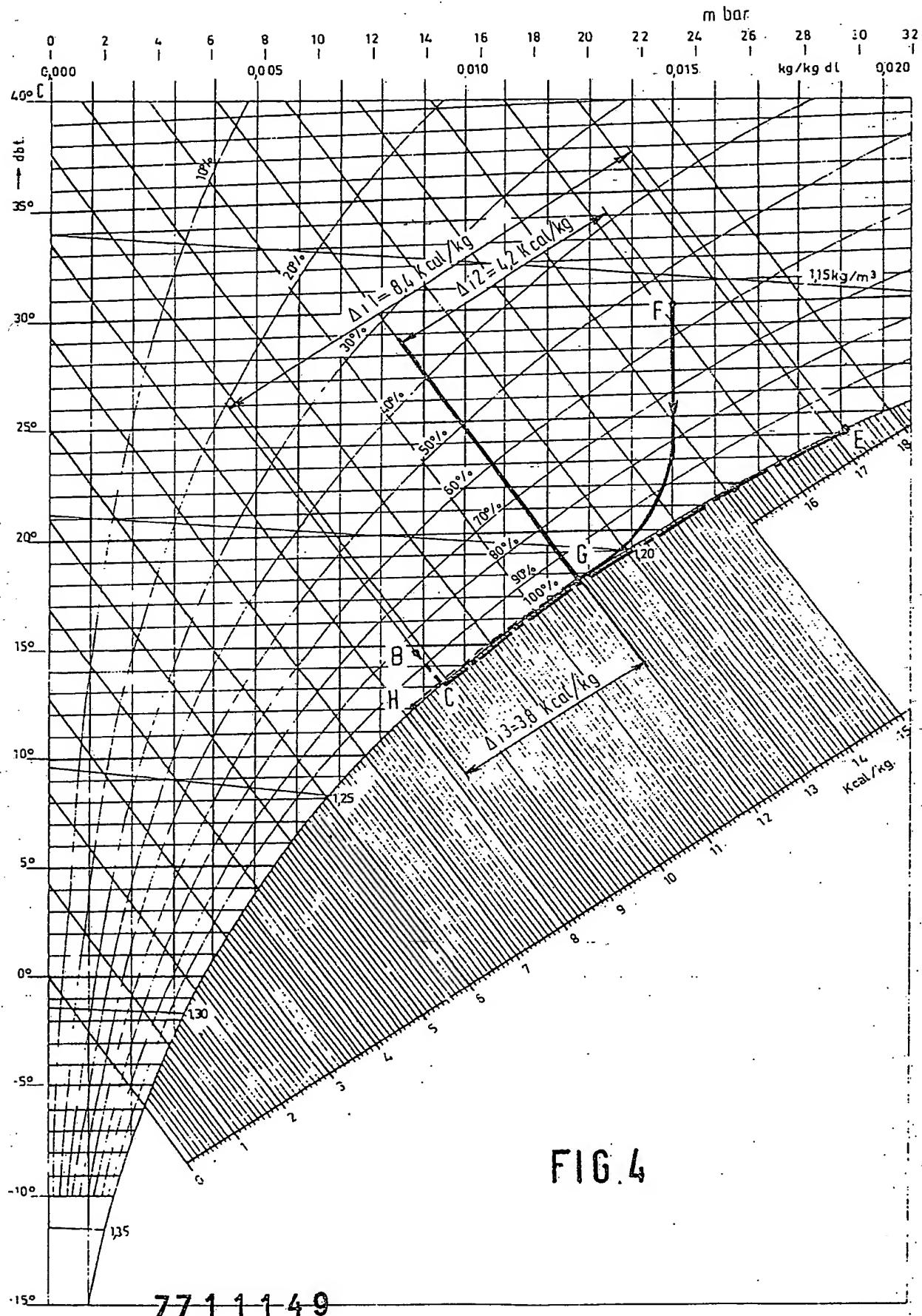


FIG. 4

7711149

C.Doomernik

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

BLACK BORDERS

IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES

FADED TEXT OR DRAWING

BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING

SKEWED/SLANTED IMAGES

COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS

GRAY SCALE DOCUMENTS

LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT

REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY

OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.